

УДК 621.17

**М. М. Чепурний, к. т. н., доц.; Н. В. Резидент, к. т. н.;
Є. С. Корженко, к. т. н., доц.**

АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ ПРОТИТИСКОВОЇ ТУРБІНИ ПР-6-35/5/1,2 ДЛЯ ТЕПЛОФІКАЦІЇ

Здійснено аналіз і визначено основні показники ефективності роботи турбогенератора з паровою турбіною ПР-6-35/5/1,2 за різних парових і електричних навантажень.

Ключові слова: парогенератор, парова турбіна, електрогенератор, умовне паливо, питома витрата.

Вступ

Ефективність виробництва енергії є важливою характеристикою паливовикористальних установок. Комбіноване виробництво теплової та електричної енергії на теплоелектроцентралях (ТЕЦ) є перспективною технологією, яка значною мірою дозволяє розв'язувати завдання енергозбереження. Саме тому вона визнана одним із головних напрямів розвитку енергетики України та відображена на законодавчому рівні [1]. Не зважаючи на значний прогрес у розвитку ТЕЦ в Україні, централізоване теплопостачання великої кількості споживачів здійснюють не від ТЕЦ, а від котелень.

Цілком зрозуміло, що нормальна робота ТЕЦ може бути забезпечена за наявності постійних теплових навантажень. Однак тепер склалася ситуація, коли внаслідок спаду виробництва та зменшення споживання технологічної пари на промислових ТЕЦ неможливо виробляти проектні електричні потужності. До складу значної кількості промислових підприємств входять ТЕЦ, оснащені протитисковими турбінами. Такі паротурбінні установки (ПТУ) з проміжним або без проміжного відбору пари не розраховані на автономний режим роботи, оскільки виробництво електроенергії в них здійснюється на базі відпуску теплової енергії. На сьогодні більшість промислових ТЕЦ працює з недовантаженими протитисковими турбінами, що призводить як до зменшення виробництва електроенергії, так і до неефективного використання палива, оскільки зі зменшенням навантаження зменшується коефіцієнт корисної дії (ККД) основного і допоміжного устаткування ПТУ. Зазначимо також, що зменшення виробництва електроенергії на ТЕЦ зумовлює збільшення дефіциту маневрених потужностей в енергосистемі та ускладнює її роботу в пікових режимах. Оцінку ефективності роботи ПТУ з протитисковими турбінами без проміжного відбору пари в умовах змінного навантаження наведено в [2]. На жаль, така оцінка для ПТУ з протитисковими турбінами, які мають проміжний відбір пари, відсутня.

Зважаючи на вищевикладене, ми ставили завдання дати кількісну ефективність роботи ПТУ з більш складною протитисковою турбіною, яка має проміжний відбір пари та працюватиме для потреб теплофікації.

Основні результати

Схема застосування турбіни ПР-6-35/5/1,2 для покриття теплофікаційних навантажень показана на рис. 1. Турбіна має регульований відбір пари, із якого заживлений так званий «верхній» підігрівник мережної води 4 і підігрівник живильної води 19. «Нижній» підігрівник мережної води 6 і деаератор атмосферного тиску 14 заживлені з протитиску турбіни. Додаткову (підживлювальну) воду нагрівають у підігрівниках 9, 10 і 17 конденсатами пари з відбору та з протитиску. В опалювальний період працюють обидва підігрівники мережної води та підігрівник живильної води. У неопалювальний період, коли працює тільки система гарячого водопостачання, не працюють підігрівники 4 і 19.

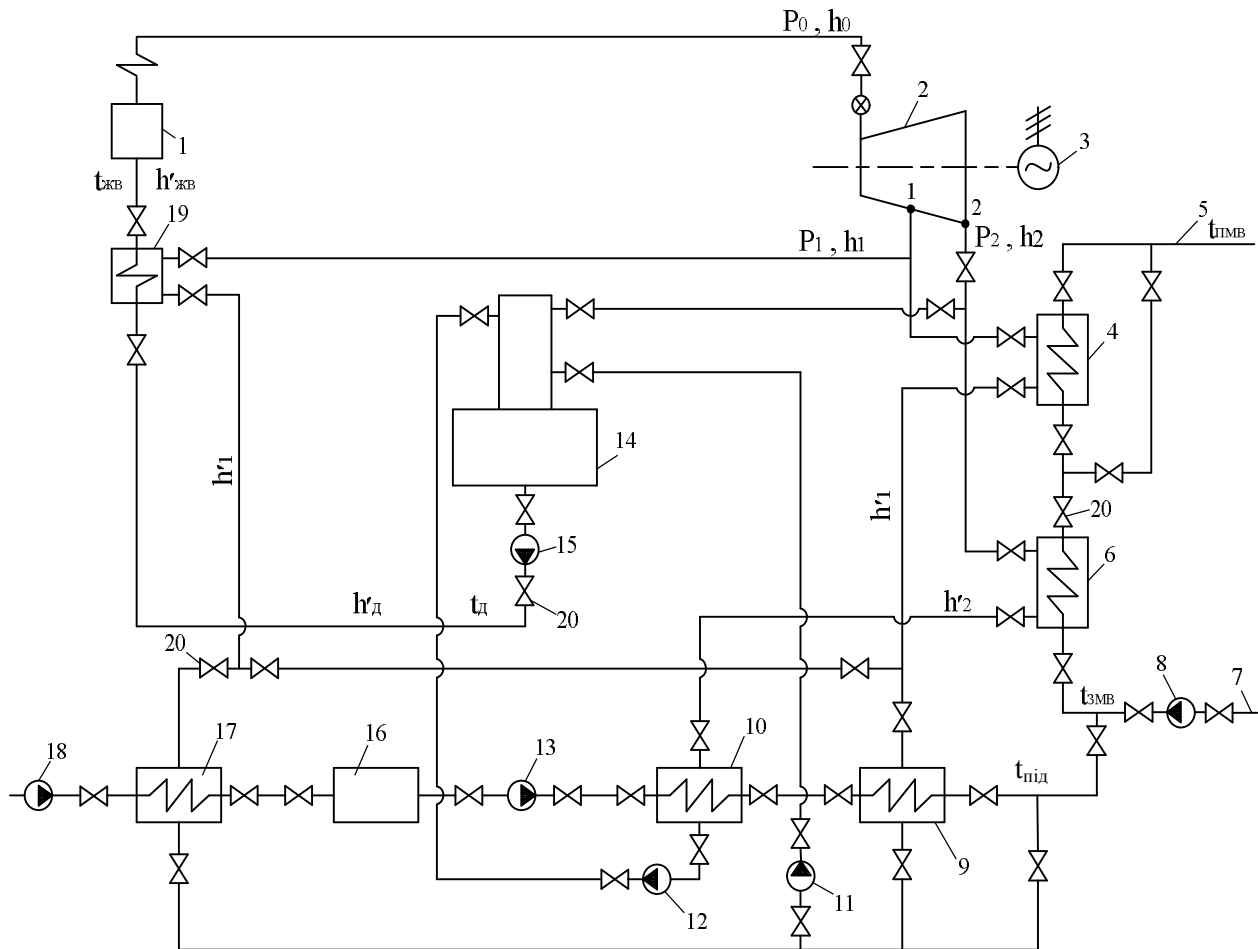


Рис. 1. Принципова теплова схема парової турбіни ПР-6-35/5/1,2:

1 – парогенератор; 2 – парова турбіна; 3 – електрогенератор; 4 і 6 – підігрівник мережної води більшого і меншого тиску відповідно; 5 і 7 – магістраль прямої та зворотної мережної води відповідно; 8 – насос мережної води; 9 і 10 – підігрівники підживлювальної води; 11 і 12 – дренажні насоси; 13 – насос хімічно очищеної води; 14 – деаератор атмосферного тиску; 15 – живильний насос; 16 – хімоводоочистка; 17 – підігрівник сирої води; 18 – насос сирої води; 19 – підігрівник живильної води; 2 – арматура

За даними [3 – 5], визначені технічні характеристики турбіни ПР-6-35/5/1,2: номінальна електрична потужність – $N = 6$ МВт; тиск і температура пари перед турбіною – $P_0 = 3,43$ МПа і $t_0 = 435$ °С відповідно; параметри пари в регульованому відборі – $P_1 = 0,49$ МПа, $t_1 = 237$ °С; параметри пари за турбіною (у протитиску) – $P_2 = 0,12$ МПа, $t_2 = 132$ °С; номінальна витрата пари без відбору – $D_0 = 41,5$ т/год (11,527 кг/с), із відбором пари – $D_0' = 54,7$ т/год (15,194 кг/с) відповідно.

У результаті побудови робочого процесу пари в турбіні на h - s діаграмі визначаємо ентальпії в характерних точках, кДж/кг:

$$h_0 = 3305; h_1 = 2935; h_2 = 2740.$$

Темпероперепад в турбіні, кДж/кг:
до відбору

$$H_1 = h_0 - h_1 = 3305 - 2935 = 370; \quad (1)$$

до протитиску (робочий)

$$H_2 = H_p = h_0 - h_2 = 3305 - 2740 = 565. \quad (2)$$

Електромеханічний ККД турбогенератора визначаємо за умови, що витрата пари із регу-

льованого відбору відсутня:

$$\eta_{em} = \frac{N}{D_0 \cdot H_p} = \frac{6000}{11,257 \cdot 565} = 0,921. \quad (3)$$

Витрату пари в регульований відбір для номінального навантаження визначаємо з рівняння електричної потужності турбогенератора, кг/с

$$N_H = [D_1 \cdot H_1 + (D'_0 - D_1)H_p] \cdot \eta_{em}, \text{ тобто}$$

$$6000 = [D_1 \cdot 370 + (15,194 - D_1)565] \cdot 0,921. \quad (4)$$

Звідки $D_1 = 10,6$ кг/с; $D_2 = 4,59$ кг/с, де D_1 і D_2 – витрата пари у відбір та в протитиску відповідно.

Як зазначалось, розрізняють два принципово різних режими роботи ПТУ в опалювальний і неопалювальний періоди. В опалювальний період змінні режими роботи ПТУ виникають унаслідок зміни витрати пари із регульованого відбору за умови сталої витрати пари із протитиску. При цьому температура живильної води становить 145 °С. У неопалювальний період роботи ПТУ витрати пари із відбору немає, а змінні режими зумовлені зміною витрати пари із протитиску турбіни. При цьому температура живильної води дорівнює температурі води в деаераторі ($t_d = 104$ °С). За мінімальне навантаження ПТУ вибрано допустиме навантаження парогенератора, яке дорівнює 30% від номінальної паровидатності. При цьому враховують зміну ККД парогенератора та електромеханічного ККД ПТУ в межах 30 – 100% їхнього завантаження [7, 8]. Розрахунки теплової схеми ПТУ здійснюють за відомими методами [6, 7]. Обчислюють основні показники, які характеризують ефективність виробництва теплової та електричної енергії на ПТУ без урахування витрат енергії на власні потреби. Результати варіаційних розрахунків наводять у графічній інтерпретації.

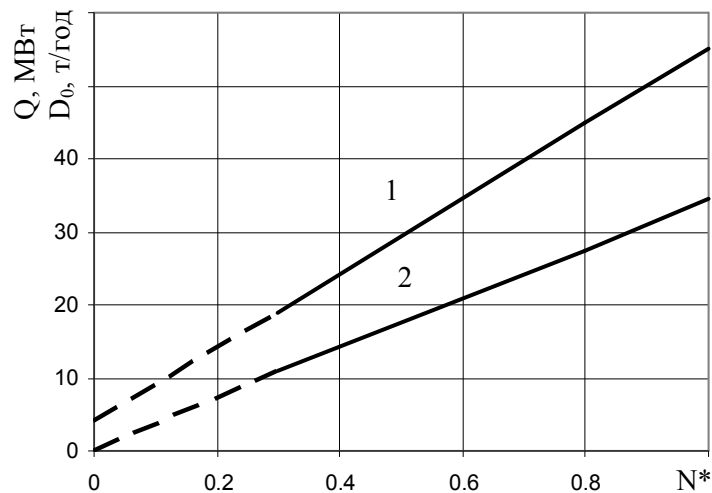


Рис. 2. Діаграми зміни витрати пари на турбіну та виробленої теплової потужності залежно від частки завантаження електрогенератора: 1 – $D = f(N^*)$; 2 – $Q = f(N^*)$

На рис. 2 наведено залежності зміни витрати пари та виробленої теплової потужності за умови зміни витрати пари в регульованому відборі. Ці залежності мають лінійний характер і апроксимуються формулами:

$$D_0 = 4 + 50,7 \cdot N^*; \quad (5)$$

$$Q = 33,415 \cdot N^*, \quad (6)$$

де $N^* = N_i / N_n$; N_i , N_n – поточна й номінальна потужності електрогенератора відповідно.

Перший доданок у (5) характеризує витрату пари на холостий хід турбогенератора.

У [9] показано, що ефективність роботи ПТУ однозначно визначають за допомогою питомої витрати умовного палива, яка дорівнює, кг/ГДж

$$b = B \cdot 10^3 / (N + Q), \quad (7)$$

де B – витрата умовного палива, яке спалюють у парогенераторі, кг/с.

Величина b пов'язана з величиною коефіцієнта використання теплоти палива співвідношенням

$$K_{ВТП} = \frac{10^3}{b \cdot Q_{\text{ну}}^p}, \quad (8)$$

де $Q_{\text{ну}}^p = 29,3$ МДж/кг – теплота згорання умовного палива.

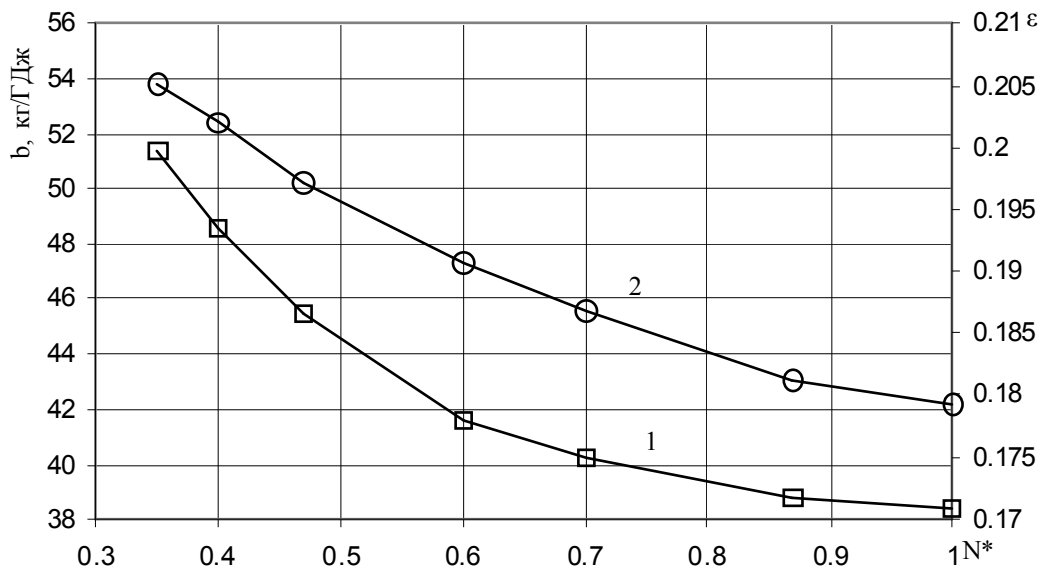
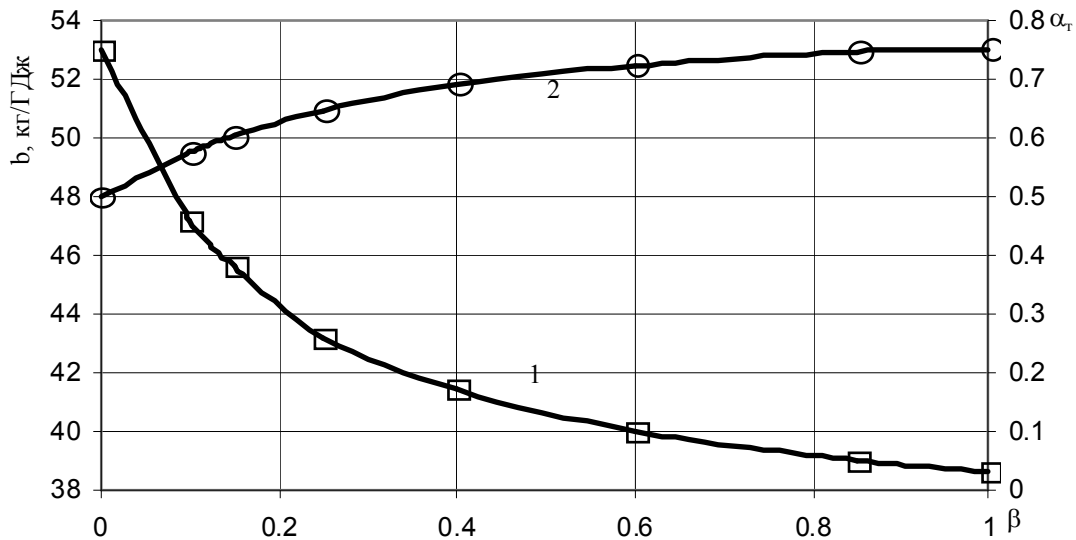


Рис. 3. Поточні значення питомої витрати умовного палива (лінія 1) і коефіцієнта виробництва електроенергії на тепловому постачанні (лінія 2)

Уважалось [7, 8], що ефективність роботи ПТУ характеризує коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні $\varepsilon = N/Q$, зі збільшенням якого ефективність роботи ПТУ зростає. Залежності зміни величин b і ε показані на рис. 3. Із рис. 3. наочно видно, що ефективність роботи ПТУ різко погіршується в разі розвантаження турбогенератора за рахунок зменшення витрати пари із регульованого відбору турбіни. При цьому більш неефективним режимам роботи відповідають більші значення ε . Останнє підтверджує висновки [9] про те, що величина ε не може однозначно характеризувати ефективність роботи протитискових турбін. Зростання питомої витрати умовного палива в процесі розвантаження турбогенератора пояснюється значним зменшенням електромеханічного ККД турбогенератора і ККД парогенератора.

Рис. 4. Залежності: 1 – $b = f(\beta)$; 2 – $\alpha_T = f_1(\beta)$

У [9] визначено, що ефективність роботи протитискових турбін характеризує також частка теплоти палива α_T , витрачена на виробництво теплоти в ПТУ, тобто $\alpha_T = Q/(B \cdot Q_{\text{нв}}^p)$. На рис. 4 наведені поточні значення b і α_T залежно від частки витрати пари із регульованого відбору турбіни β , яка характеризує відношення поточної витрати пари до номінальної, тобто $\beta = D_{li}/D_{ln}$. Із рис. 4 видно, що більш низьким значенням b відповідають більш високі значення α_T . Це доводить, що значення α_T характеризують ефективність роботи ПТУ. Як і на рис. 3, розвантаження ПТУ за рахунок зменшення витрати пари з відбору суттєво зменшує ефективність роботи ПТУ і призводить до перевитрати палива.

У неопалювальний період робота паротурбінної установки характеризується нульовою витратою пари із відбору турбіни. У цьому випадку витрата пари із протитиску може бути збільшена до досягнення номінальної електричної потужності електрогенератора. За цих умов завантаження ПТУ визначатимемо потужністю теплових споживачів, а регулювання режимів роботи ПТУ здійснюватимемо шляхом зміни витрати пари із протитиску турбіни. Витратна і теплова характеристики ПТУ з вимкненим відбором пари наведені на рис. 5.

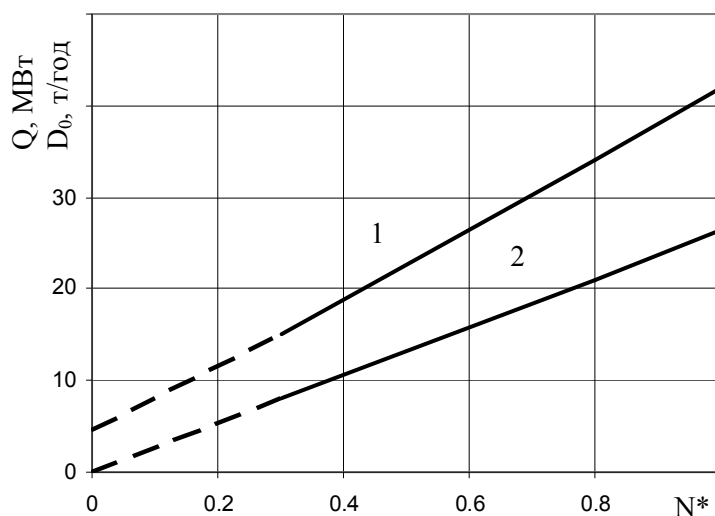


Рис. 5. Залежність годинної витрати пари на турбіну й виробленої теплової потужності від частини завантаження електрогенератора (позначення див. на рис. 2)

Залежності на рис. 5 якісно узгоджуються з аналітичними залежностями, наведеними на

рис. 2, і апроксимуються формулами:

$$D_0 = 4 + 37,5 \cdot N^*; \quad (9)$$

$$Q = 26 \cdot N^*. \quad (10)$$

Зрозуміло, що з вимкненим відбором пари загальна витрата пари на турбіну та потужність виробленої теплоти зменшується. Показники ефективності роботи ПТУ для різних електричних навантажень показано на рис. 6.

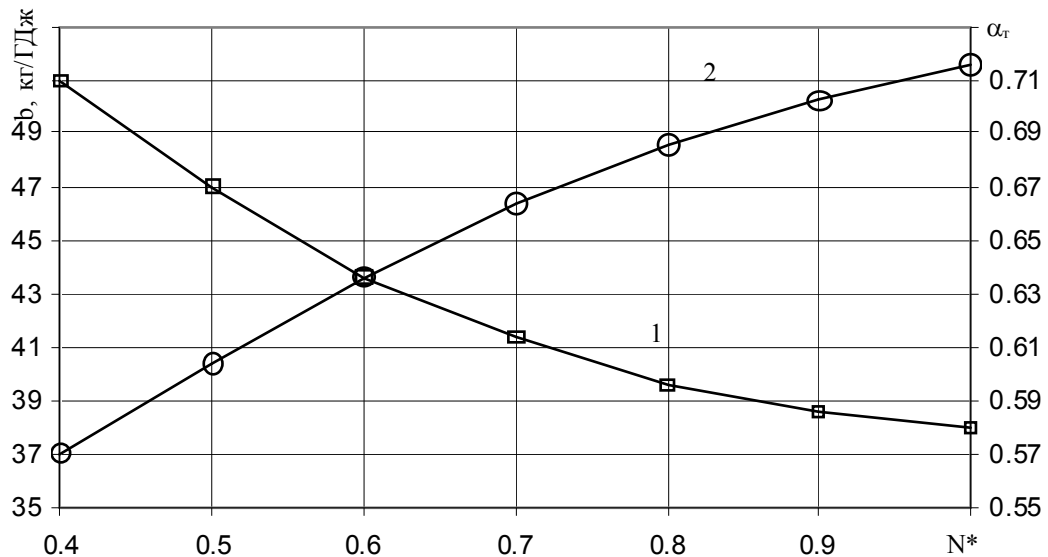


Рис. 6. Характер зміни питомих витрат умовного палива та коефіцієнтів α_T (позначення див. на рис. 4)

Порівнюючи ці залежності із залежностями, наведеними на рис. 3 і 4, можна виявити їхній ідентичний характер. Однак значення питомої витрати умовного палива за умови роботи турбіни з вимкненим відбором пари дещо вище, ніж за умови роботи ПТУ з відбором пари. Це означає, що робота ПТУ з відбором пари за умови однакового завантаження турбогенератора ефективніша й потребує меншої витрати палива. І в цьому варіанті роботи ПТУ ефективніша й характеризується більш високими значеннями частки теплоти палива, витраченого на виробництво теплоти.

Висновки

1. Паливна ефективність роботи паротурбінної установки однозначно характеризується питомою витратою умовного палива на сумісне виробництво теплової та електричної енергії.
2. Недовантаження протитискової турбіни з відбором пари для будь-яких режимів роботи призводить до суттєвого погіршення ефективності роботи ПТУ.
3. Індикатором ефективності роботи ПТУ з протитисковими турбінами не може бути коефіцієнт виробництва електроенергії на тепловому постачанні. Таким індикатором є частка теплоти палива, яка витрачена на виробництво теплової енергії.
4. Протитискові турбіни з відбором пари за умови їхнього номінального завантаження працюють ефективніше, ніж опалювальні котли й мають бути рекомендовані для покриття теплофікаційних навантажень.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Закон України про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії та використання скидного потенціалу // Відомості Верховної Ради, – 2005 – № 20. – С. 275 – 285.
2. Чепурний М. М. Аналіз роботи протитискових турбін на теплоелектроцентралях / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко // Вісник Вінницького політехнічного інституту, – 2010 – № 1. – С. 52 – 54.

3. Турбины паровые стационарные для приводов турбогенераторов : ГОСТ 3618-82. – [Чинний від 1983-01-01]. М.: ИПК Издательство стандартов, 1998. – 7 с.
4. Номенклатурный каталог. Энергетическое оборудование для тепловых электростанций и промышленной энергетики / [ред. В. Бутина]. – М.: ЦНИИТЭИ – Тяжмаш, 1997, ч. 3. – 154 с.
5. Кирюхин В. И. Паровые турбины малой мощности КТЗ / В. И. Кирюхин, Н. М. Тараненко, Б. П. Огурцова. – М.: Энергоатомиздат, 1987 – 216 с.
6. Чепурний М. М. Розрахунки теплових схем когенераційних установок / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, В. В. Бужинський. – Вінниця: ВНТУ, 2003 – 103 с.
7. Промышленные тепловые электростанции / [под ред. Е. Я. Соколова]. – М.: Энергия, 1979. – 299 с.
8. Горшков А. С. Техничко-экономические показатели тепловых электростанции / А. С. Горшков. – М.: Энергия, 1975 – 239 с.
9. Показники ефективності роботи енергетичних установок для сумісного виробництва теплової та електричної енергії [Електронний ресурс] / М. М. Чепурний, С. Й. Ткаченко, Н. В. Пішеніна // Наукові праці Вінницького національного технічного університету. – № 1. – 2010. Режим доступу до журн.: http://archive.nbu.gov.ua/e-journals/VNTU/2010_1/2010-1.files/uk/10mmcaee_ua.pdf.

Чепурний Марко Миколайович – к. т. н., доцент, професор кафедри теплоенергетики.

Резидент Наталія Володимирівна – к. т. н., старший викладач кафедри теплоенергетики.

Корженко Євген Семенович – к. т. н., доцент кафедри теплоенергетики.

Вінницький національний технічний університет.